



⑬ BUNDESREPUBLIK  
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES  
PATENT- UND  
MARKENAMT

⑫ **Offenlegungsschrift**  
⑩ **DE 199 31 009 A 1**

⑤① Int. Cl.<sup>7</sup>:  
**F 02 D 9/06**

⑳ Aktenzeichen: 199 31 009.2  
㉔ Anmeldetag: 6. 7. 1999  
㉕ Offenlegungstag: 8. 2. 2001

DE 199 31 009 A 1

㉑ Anmelder:  
DaimlerChrysler AG, 70567 Stuttgart, DE

㉒ Erfinder:  
Sumser, Siegfried, Dipl.-Ing., 70184 Stuttgart, DE;  
Schmidt, Erwin, 73666 Baltmannsweiler, DE

㉓ Entgegenhaltungen:

DE	198 44 573 A1
DE	198 44 571 A1
DE	196 37 999 A1
DE	195 43 190 A1

**Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen**

Prüfungsantrag gem. § 44 PatG ist gestellt

㉔ Motorbremsverfahren für eine aufgeladene Brennkraftmaschine und Vorrichtung hierzu

㉕ Bei einem Motorbremsverfahren für eine aufgeladene Brennkraftmaschine ist ein Abgasturbolader mit einer Turbine mit variabler Turbinengeometrie vorgesehen, welche zwischen einer den wirksamen Turbinenquerschnitt reduzierenden Staustellung und einer den wirksamen Turbinenquerschnitt erweiternden Öffnungsstellung verstellbar ist, außerdem eine der Turbine zugeordnete, einstellbare Entlastungseinrichtung und ein Regelsystem zur Einstellung der Motorbremsleistung durch Manipulation des Turbinenquerschnitts und/oder der Entlastungseinrichtung.

Um Überlastungen im Motorbremsbetrieb zu vermeiden, werden der Turbinenquerschnitt und/oder die Entlastungseinrichtung in der Weise eingestellt, daß ein aus spezifischer Turbinenleistung und spezifischer Motorbremsleistung ermittelter Turbinenfaktor kleiner ist als ein vorgegebener Grenzwert.

DE 199 31 009 A 1

Die Erfindung betrifft ein Motorbremsverfahren für eine aufgeladene Brennkraftmaschine und eine Vorrichtung hierzu nach dem Oberbegriff des Anspruchs 1 bzw. 15.

Aus der DE 195 43 190 A1 ist ein Motorbremssystem für eine aufgeladene Brennkraftmaschine bekannt, die mit einer Abgasturbine mit einer über ein verstellbares Leitgitter variabel einstellbaren Turbinengeometrie versehen ist. Das Leitgitter umfaßt Leitschaufeln, die mit Hilfe eines Stellglieds so eingestellt werden können, daß der wirksame Turbinenquerschnitt der Turbine verändert wird. Hierdurch können je nach Betriebszustand der Brennkraftmaschine verschieden hohe Abgasgegendrucke im Abschnitt zwischen den Zylindern und dem Abgasturbolader realisiert werden, wodurch die Leistung der Turbine und die Leistung des Verdichters je nach Bedarf eingestellt werden können.

Um im Bremsbetrieb der Brennkraftmaschine eine Motorbremswirkung zu erzielen, wird das Leitgitter in eine Staustellung überführt, in der der Turbinenquerschnitt deutlich reduziert ist. Im Leitungsabschnitt zwischen den Zylindern und der Abgasturbine baut sich ein hoher Abgasgegendruck auf, der zur Folge hat, daß Abgas mit hoher Geschwindigkeit durch die Kanäle zwischen den Leitschaufeln strömt und das Turbinenrad mit einem hohen Impuls beaufschlagt. Die Turbinenleistung wird auf den Verdichter übertragen, woraufhin die dem Motor zugeführte Verbrennungsluft vom Verdichter unter erhöhten Ladedruck gesetzt wird.

Dadurch wird der Zylinder eingangsseitig mit erhöhtem Ladedruck beaufschlagt, ausgangsseitig liegt zwischen dem Zylinderauslaß und dem Abgasturbolader ein erhöhter Abgasgegendruck an, der dem Abblasen der im Zylinder verdichteten Luft über Bremsventile in den Abgasstrang hinein entgegenwirkt. Im Motorbremsbetrieb muß der Kolben im Verdichtungs- und Ausschleubhub Kompressionsarbeit gegen den hohen Überdruck im Abgasstrang verrichten, wodurch eine starke Bremswirkung erreicht wird.

Ein weiteres Motorbremssystem für aufgeladene Brennkraftmaschinen mit variabler Turbinengeometrie ist aus der DE 196 37 999 A1 bekannt. Die Einstellung des Motorbremssystems erfolgt mit Hilfe eines Regelsystems in Abhängigkeit verschiedener Betriebsparameter der Brennkraftmaschine, insbesondere in Abhängigkeit der Drehzahl, des Ladedrucks, des Abgasgegendrucks, der Bremsleistungsanforderung etc. Über das Regelsystem kann beispielsweise eine Tempomatfunktion zur Beibehaltung einer vorgegebenen Zielgeschwindigkeit auf Gefällstrecken realisiert werden, wobei die erforderliche Bremsleistung bevorzugt über die Motorbremse erzeugt wird. Wird die Zielgeschwindigkeit trotz des Erreichens des Bremsleistungsmaximums der Motorbremse überschritten, so wird zusätzliche Bremsleistung über die mechanische Radbremse bereitgestellt.

Im Motorbremsbetrieb muß darauf geachtet werden, daß die bauteilspezifische Turbinen-Drehzahlgrenze nicht überschritten wird. Insbesondere auf Gefällstrecken muß verhindert werden, daß im Motorbremsbetrieb eine die Belastungsgrenzen des Turboladers übersteigende Motorbremsleistung erzeugt wird. Aus der Druckschrift DE 197 17 094 C1 ist es bereits bekannt, einen Bypass zur Turbine mit einem Abblaseventil vorzusehen, das zur Vermeidung eines unzulässig hohen Abgasgegendrucks in Öffnungsstellung versetzt wird.

Ausgehend von diesem Stand der Technik liegt der Erfindung das Problem zugrunde, einerseits ein Motor-Bremsleistungsmaximum bereitzustellen und andererseits Überlastungen im Motorbremsbetrieb zu vermeiden.

Dieses Problem wird erfindungsgemäß mit den Merkmalen des Anspruchs 1 bzw. 15 gelöst.

Gemäß der Neuerung wird ein dimensionsloser Turbinenfaktor eingeführt, der aus dem Verhältnis der spezifischen Turbinenleistung, die im Motorbremsbetrieb erzeugt wird, zur spezifischen, aktuell erreichten Motorbremsleistung ermittelt wird. Der Turbinenfaktor muß unterhalb eines Grenzwerts liegen, was bei der Regelung der Motorbremsleistung als einzuhaltende Randbedingung zu berücksichtigen ist. Der Turbinenfaktor wird als Maß für die erzeugte Turbinenleistung herangezogen, wobei mit der Erfüllung der Randbedingung sichergestellt ist, daß die Turbinendrehzahl die zulässige Turbinen-Drehzahlgrenze nicht überschreitet, so daß die Bauteil-Belastungsgrenzen eingehalten werden können. Zugleich kann die variabel einstellbare Turbinengeometrie in die Staustellung zur Erzeugung eines Motor-Bremsleistungsmaximums überführt werden.

Über die Vorgabe und Einhaltung eines Grenzwerts für den Turbinenfaktor wird sichergestellt, daß die Drehzahlgrenze des Laders nicht überschritten wird, auch wenn die Brennkraftmaschine und der Turbolader im Motorbremsbetrieb im Bereich des Bremsleistungsmaximums gefahren werden. Die Regelung des Turbinenfaktors erfolgt zweckmäßig über die Einstellung der spezifischen Turbinenleistung ohne unmittelbare Beeinflussung der Motorbremsleistung, wobei der Turbinenwirkungsgrad und/oder das Turbinen-Druckgefälle als die Turbinenleistung bestimmende Größen manipuliert werden können.

Die Turbinenleistung wird bevorzugt über eine Entlastungseinrichtung eingestellt, welche der Turbine zugeordnet ist, so daß die Turbine, insbesondere die variable Turbinengeometrie, unbeeinflusst bleiben kann, solange eine abschließende Einstellung über die Entlastungseinrichtung zur Einhaltung des Turbinenfaktor-Grenzwerts möglich ist. Wenn der Turbinenfaktor allein durch Manipulation der Entlastungseinrichtung nicht mehr innerhalb des zulässigen Grenzwerts gehalten werden kann, kann eine zusätzliche Einstellung über die variable Turbinengeometrie vorgenommen werden.

Der zulässige Turbinenfaktor-Grenzwert wird vorteilhaft in Abhängigkeit des Quadrats der zulässigen Umfangsgeschwindigkeit bzw. Drehzahl der Turbine ermittelt, die als bauteilspezifischer Parameter vom Werkstoff, von der Dimensionierung etc. abhängt. Dadurch ist sichergestellt, daß die Drehzahlgrenze nicht überschritten werden kann.

Die spezifische Turbinenleistung, welche maßgeblich über die Regelung beeinflusst wird, bestimmt sich aus dem Turbinenwirkungsgrad und einem isentropen Turbinengefälle (Enthalpiedifferenz über die Turbine bei konstanter Entropie), das vom Turbinen-Druckgefälle abhängt, wobei Wirkungsgrad und Turbinengefälle jeweils linear in die Berechnung der spezifischen Turbinenleistung einfließen. Je nach technischer Ausführung der Entlastungseinrichtung wird bevorzugt nur eine der Einflußgrößen oder werden beide Einflußgrößen manipuliert.

Für den Fall, daß der Turbinenwirkungsgrad herabgesetzt werden soll, wird zweckmäßig zumindest ein Teil des Abgasmassenstromes vor dem Turbineneintritt abgezweigt und vorteilhaft durch eine als Bypass zur Turbine ausgebildete Entlastungseinrichtung geleitet. Dadurch wird der die Turbine durchströmende Massenstrom herabgesetzt, der Anteil an Abgasenergie zur Umwandlung in Turbinenleistung wird geringer. Außerdem sinkt der Abgasgegendruck, das Druckgefälle nimmt ab und das durch das Druckgefälle bestimmte isentrope Turbinengefälle wird reduziert.

Soll der Turbinenwirkungsgrad erhöht werden, kann der über den Bypass abgeleitete Abgasmassenstrom wieder reduziert und dementsprechend der durch die Turbine strömende Anteil erhöht werden. Es steht mehr Abgasenergie zur Umwandlung in Turbinenleistung zur Verfügung und

das Druckgefälle steigt ebenfalls an.

Für den Fall, daß das isentrope Turbinengefälle unmittelbar beeinflußt werden soll, wird die Entlastungseinrichtung vorzugsweise als Drossleinrichtung, insbesondere als Drosselklappe, ausgebildet, die stromauf oder zweckmäßig stromab der Turbine im Abgasstrang angeordnet ist. Durch Einstellung der Drosselklappe kann ein gewünschtes Druckverhältnis und ein entsprechendes isentropes Turbinengefälle erreicht werden.

Weitere Vorteile und zweckmäßige Ausführungsformen sind den weiteren Ansprüchen, der Figurenbeschreibung und den Zeichnungen zu entnehmen. Es zeigen:

**Fig. 1** eine schematische Darstellung einer aufgeladenen Brennkraftmaschine mit variabler Turbinengeometrie,

**Fig. 2** ein Diagramm mit diversen Motorbremsleistungskennlinien in Abhängigkeit des Querschnitts einer der Turbine nachgeschalteten Drosselklappe,

**Fig. 3** ein Diagramm mit Druck-Kennlinien für den Ladedruck und den Abgasgegendruck in Abhängigkeit des Querschnitts der Drosselklappe.

Gemäß **Fig. 1** weist die Brennkraftmaschine 1 eines Kraftfahrzeugs, beispielsweise eine Diesel-Brennkraftmaschine eines Nutzfahrzeugs, einen Abgasturbolader 2 auf, der aus einem im Ansaugtrakt 3 der Brennkraftmaschine angeordneten Verdichter 4 zur Erzeugung eines erhöhten Ladedrucks am Zylindereinlaß und einer Turbine 5 im Abgasstrang 6 besteht. Die Turbine 5 ist mit einer variablen, verstellbaren Turbinengeometrie ausgestattet, die mit Hilfe eines Stellglieds 9 zwischen einer Öffnungsstellung mit maximalem wirksamem Turbinenquerschnitt und einer Staustellung mit minimalem wirksamem Turbinenquerschnitt verstellbar ist. Die variable Turbinengeometrie kann durch Drehschaufeln, durch ein axial verschiebliches Leitgitter oder durch sonstige Variorturbinentypen realisiert sein, beispielsweise durch Klappenturbinen mit einer zum Turbinenrad weisenden Flut, die über eine Klappe abgesperrt werden kann.

In der befeuerten Antriebsbetriebsweise ist die variable Turbinengeometrie in der Regel in ihre Öffnungsstellung mit einem im Vergleich zum Motorbremsbetrieb deutlich größeren Strömungsquerschnitt versetzt, um einen größtmöglichen Massendurchsatz durch die Turbine zu ermöglichen und eine hohe Laderleistung zu erzeugen. Die Turbine 5 wird von den unter dem Abgasgegendruck  $p_3$  stehenden Abgasen im Abgasstrang 6 zwischen dem Zylinderauslaß der Brennkraftmaschine und dem Turbineneinlaß angetrieben und treibt ihrerseits über eine Welle den Verdichter 4 an, der die angesaugte Frischluft auf einen erhöhten Ladedruck  $p_2$  verdichtet. Die verdichtete Luft wird zunächst über einen Ladeluftkühler 8 geleitet und anschließend dem Zylindereinlaß der Brennkraftmaschine 1 zugeführt, hierdurch wird eine Steigerung der Motorantriebsleistung erzielt.

Zur Erzeugung von Motorbremsleistung wird das Leitgitter der Turbine 5 in die Staustellung mit reduziertem Querschnitt überführt. Daraufhin baut sich ein erhöhter Abgasgegendruck auf, das Abgas strömt mit erhöhter Geschwindigkeit durch Kanäle zwischen den Leitschaufeln des Leitgitters und trifft auf das den Verdichter 4 antreibende Turbinenrad, wodurch auch im Ansaugtrakt ein Überdruck entsteht. Zugleich werden Bremsventile 7 am Zylinderauslaß der Brennkraftmaschine 1 geöffnet, so daß die im Zylinder verdichtete Luft gegen den hohen Abgasgegendruck in den Abgasstrang 6 ausgeschoben wird.

Die Bremsleistung kann durch die Position des Leitgitters und der daraus resultierenden Einstellung des Turbinenquerschnitts beeinflußt werden. Üblicherweise wird die maximale Bremsleistung bei Staustellung erreicht, in der die variable Turbinengeometrie einen minimalen Turbinenquer-

schnitt aufweist.

Stromab der Turbine 5 ist im Abgasstrang 6 eine Drosselklappe 10 zur Einstellung des freien Strömungsquerschnitts im Abgasstrang 6 angeordnet. Die Drosselklappe 10 wird über ein Stellglied 11 zwischen einer den Strömungsquerschnitt verriegelnden Sperrstellung und einer den Strömungsquerschnitt nicht beeinträchtigenden Offenstellung verstellt. Zwischen der Turbine 5 und der Drosselklappe 10 herrscht im Abgasstrang 6 der Druck  $p_4$ , stromab der Drosselklappe 10 liegt der Druck  $p_5$  an.

Zusätzlich oder alternativ zur Drosselklappe 10 kann ein die Turbine 5 überbrückender Bypass 13 mit einem einstellbaren Abblaseventil 14 vorgesehen sein. Über den Bypass 13 kann zur Senkung des Abgasgegendrucks  $p_3$  Abgas stromauf der Turbine 5 aus dem Abgasstrang 6 ausgeleitet und stromab der Turbine 11 in den Abgasstrang 6 wieder eingeleitet werden. Die Menge abzuleitenden Abgases wird über das Abblaseventil 14 eingestellt.

Weiterhin ist der Brennkraftmaschine ein Regelsystem 12 zur Erzeugung von Stellsignalen zugeordnet, über die eine koordinierte Einstellung der Bremsventile 7 und der Stellglieder 9 und 11 der variablen Turbinengeometrie bzw. der Drosselklappe 10 in Abhängigkeit von Zustands- und Betriebsgrößen und Parameter des Fahrzeugs und der Brennkraftmaschine erfolgt. Falls ein Bypass 13 zur Turbine vorgesehen ist, kann auch das Abblaseventil 14 im Bypass über das Regelsystem 12 eingestellt werden. Mittels des Regelsystems 12 werden insbesondere im Motorbremsbetrieb die Brennkraftmaschine 1 bzw. die der Brennkraftmaschine zugeordneten Komponenten in der Weise geregelt eingestellt, daß maximale Motorbremsleistung erreicht wird.

Um im Motorbremsbetrieb Überlastungen zu verhindern, die insbesondere durch eine Überschreitung der zulässigen Turbinen-Drehzahlgrenze entstehen können, erfolgt die Einstellung der variablen Turbinengeometrie und/oder der Drosselklappe 10 und/oder des Abblaseventils 14 in der Weise, daß ein Turbinenfaktor  $Tu$ , welcher als die Turbine beschreibende Kenngröße eingeführt wird, einen Grenzwert  $Tu_{max}$  nicht überschreitet. Der Turbinenfaktor  $Tu$  wird als dimensionslose Größe gemäß der Beziehung

$$Tu = \Delta h_{Tu} / \Delta h_{MBr}$$

ermittelt; hierin bezeichnet  $\Delta h_{Tu}$  die spezifische Turbinenleistung und  $\Delta h_{MBr}$  die spezifische Motorbremsleistung. Die spezifische Turbinenleistung  $\Delta h_{Tu}$  stellt einen Turbinen-Kennwert dar, der mit zunehmender Turbinendrehzahl ansteigt. Die spezifische Motorbremsleistung  $\Delta h_{MBr}$  hängt unter anderem von der aktuellen Stellung der variablen Turbinengeometrie ab. Der Turbinenfaktor-Grenzwert  $Tu_{max}$  berücksichtigt eine maximal zulässige Bauteilbelastung des Turboladers. Der Grenzwert  $Tu_{max}$  wird insbesondere in Abhängigkeit der maximal zulässigen Umfangsgeschwindigkeit  $U_{max}$  des Verdichterrades gemäß der Beziehung

$$Tu_{max} = (f \cdot U_{max})^2 / \Delta h_{MBr}$$

ermittelt, wobei "f" einen konstanten Faktor bezeichnet, der in der Regel in der Größenordnung von 0,8 bis 0,9 liegt. Über die maximale Umfangsgeschwindigkeit des Verdichterrades bzw. des Turbinenrades wird die zulässige Turbinen-Drehzahlgrenze berücksichtigt. Der dimensionslose Turbinenfaktor-Grenzwert  $Tu_{max}$  liegt an der Drehzahlgrenze zweckmäßig in einem Bereich zwischen 0,15 und 0,4.

Die Regelung des Motors und der zugeordneten Komponenten zur Erzielung eines Bremsleistungsmaximums im Bereich der Drehzahlgrenze der Turbine erfolgt in der

Weise, daß der Turbinenfaktor  $Tu$  höchstens den Wert des Turbinenfaktor-Grenzwerts  $Tu_{\max}$  einnimmt. Solange die Bedingung

$$Tu \leq Tu_{\max}$$

erfüllt ist, ist sichergestellt, daß die Turbinen-Drehzahlgrenze nicht überschritten wird.

Um ein Bremsleistungsmaximum zu erreichen, wird die variable Turbinengeometrie in Staustellung überführt. Die Einhaltung der Turbinen-Drehzahlgrenze wird bevorzugt durch Einstellung der Drosselklappe 10 stromab der Turbine 5 erreicht, zugleich wird die Position der variablen Turbinengeometrie konstant gehalten. Gegebenenfalls wird die Turbinen-Drehzahlgrenze auch durch Einstellung des Abblaseventils 14 im Bypass 13 unter Beibehaltung der Staustellung der variablen Turbinengeometrie eingehalten.

Die spezifische Turbinenleistung  $\Delta h_{Tu}$  hängt gemäß der Beziehung

$$\Delta h_{Tu} = \eta_{Tg} \cdot \Delta h_{Tu,s}$$

vom Turbinenwirkungsgrad  $\eta_{Tg}$  an der Drehzahlgrenze und vom isentropen Turbinengefälle  $\Delta h_{Tu,s}$  ab. Der Turbinenwirkungsgrad  $\eta_{Tg}$  wird aus dem gemäß aktuellen Turbinenwirkungsgrad  $\eta_T$ , dem die Turbine überbrückenden Abblasestrom  $m_{Abb1}$  und dem durch den Abgasstrang bzw. die Turbine geleiteten Massenstrom  $m_{Mot}$  nach dem Zusammenhang

$$\eta_{Tg} = \eta_T \cdot (m_{Mot} - m_{Abb1}) / m_{Mot}$$

ermittelt.

Das isentrope Turbinengefälle  $\Delta h_{Tu,s}$  hängt von der spezifischen Wärmekapazität  $c_{p3}$  des die Turbine durchströmenden Massenstromes, der Temperatur  $T_3$  am Turbineneintritt, dem Abgasgegendruck  $p_3$ , dem Druck  $p_4$  am Turbinenaustritt und dem Isentropenexponenten  $\kappa$  gemäß der Beziehung

$$\Delta h_{Tu,s} = c_{p3} \cdot T_3 \cdot [1 - 1/(p_3/p_4)^{(\kappa-1/\kappa)}]$$

ab. Der Turbinenfaktor  $Tu$  kann durch Manipulation der spezifischen Turbinenleistung  $\Delta h_{Tu}$  auf den Grenzwert  $Tu_{\max}$  begrenzt werden, wobei eine Einstellung sowohl über den Turbinenwirkungsgrad  $\eta_{Tg}$  als auch über das isentrope Turbinengefälle  $\Delta h_{Tu,s}$  erfolgen kann. Der Turbinenwirkungsgrad  $\eta_{Tg}$  wird insbesondere bei Einsatz eines Bypasses 13 mit Abblaseventil 14 durch Erhöhung des die Turbine überbrückenden Abblasestromes  $m_{Abb1}$  dadurch reduziert, daß das Abblaseventil 14 geöffnet wird. Das isentrope Turbinengefälle  $\Delta h_{Tu,s}$  wird insbesondere durch Einstellung der Drosselklappe 10 manipuliert, indem durch Öffnung und Schließung der Drosselklappe 10 das Turbinen-Druckgefälle  $p_3/p_4$  des Druckes vor und nach der Turbine 5 eingestellt wird. Hierbei nimmt das isentrope Turbinengefälle  $\Delta h_{Tu,s}$  mit sich öffnender Drosselklappe 10 zu und mit sich schließender Drosselklappe 10 ab. Bei vollständig geöffneter Drosselklappe sind der Druck  $p_4$  stromauf der Drosselklappe und der Druck  $p_5$  stromab der Drosselklappe nahezu identisch; in diesem Fall wird das isentrope Turbinengefälle  $\Delta h_{Tu,s}$  durch das Druckgefälle  $p_3/p_5$  bestimmt.

Falls die Drehzahlgrenze durch eine ausschließliche Einstellung der Drosselklappe 10 und/oder durch ausschließliche Einstellung des Abblaseventils 14 nicht mehr eingehalten werden kann, wird zusätzlich auch die variable Turbinengeometrie in Richtung ihrer Öffnungsstellung verstellt, wodurch der Abgasgegendruck  $p_3$  und folglich auch das Druckgefälle  $p_3/p_4$  über die Turbine 5 reduziert wird.

Es kann gegebenenfalls zweckmäßig sein, als variable Turbinengeometrie ein verstellbares Leitgitter mit zusätzlichen Sperrkörpern einzusetzen, deren Position unabhängig vom Leitgitter eingestellt werden kann. Die Sperrkörper können als Entlastungseinrichtung verwendet werden, indem durch Positionsverstellung der Sperrkörper das Druckgefälle und die spezifische Turbinenleistung  $\Delta h_{Tu}$  verändert wird.

Dem Diagramm nach Fig. 2 können Motorbremsleistungs-Kennlinien 15 für verschiedene Turbinenquerschnitte in Abhängigkeit des Querschnitts  $Q_D$  der der Turbine nachgeschalteten Drosselklappe entnommen werden. In Richtung des Pfeils 16 nimmt der Turbinenquerschnitt zu; die oberste Kennlinie repräsentiert die Staustellung, die unterste Kennlinie die Öffnungsstellung der variablen Turbinengeometrie. Die Kennlinien befinden sich bei einem minimalen Klappenquerschnitt  $Q_{D,min}$  auf einem lokalen Bremsleistungsmaximum, von dem ausgehend zunächst ein Abfallen auf ein Bremsleistungsminimum bei einer Klappenstellung  $Q_{D,0}$  und anschließend ein Anstieg erfolgt. Der minimale Klappenquerschnitt  $Q_{D,min}$  und die hierbei erzeugte Motorbremsleistung werden im Falle eines Schadens der variablen Turbinengeometrie eingehalten.

Das schraffierte Gebiet 17 markiert einen unzulässigen Bereich oberhalb der Turbinen-Drehzahlgrenze, der zulässige Bereich wird über eine Grenzlinie 18 von dem unzulässigen, schraffierten Bereich getrennt. Der Schnittpunkt zwischen der die Drehzahlgrenze repräsentierenden Grenzlinie 18 und oberster, die Staustellung markierender Motorbremsleistungs-Kennlinie 15 stellt denjenigen Betriebspunkt des Laders dar, in welchem die maximale Motorbremsleistung  $P_{B,Nenn}$  des Motors erreicht ist; dieser Betriebspunkt wird bei einer Klappenstellung  $Q_{D,max}$  erreicht. Um die maximale Motorbremsleistung zu erzielen, wird die Brennkraftmaschine im Bereich der obersten Kennlinie 15 mit der variablen Turbinengeometrie in Staustellung gefahren, wobei die Steigerung der aktuellen Motorbremsleistung  $P_B$  ausschließlich durch Öffnung der Drosselklappe erzielt wird, deren Regelbereich zwischen der Klappenstellung  $Q_{D,0}$  und der der Drehzahlgrenze zugeordneten Klappenstellung  $Q_{D,max}$  liegt. Falls die Drehzahlgrenze 18 erreicht wird, ist eine weitere Regelung ausschließlich über die Klappenstellung der Drosselklappe nicht mehr zu realisieren, vielmehr muß in diesem Fall zusätzlich die variable Turbinengeometrie in Richtung Öffnungsstellung verstellt werden, damit die Drehzahlgrenze eingehalten werden kann. In diesem Fall erfolgt die Regelung entlang der Grenzlinie 18 in Fig. 2 in Pfeilrichtung 16 zugunsten kleinerer Turbinenquerschnitte.

Fig. 3 zeigt den Ladedruck  $p_2$  und den Abgasgegendruck  $p_3$  in Abhängigkeit des Querschnitts  $Q_D$  der Drosselklappe, jeweils dargestellt für die variable Turbinengeometrie in Staustellung. Mit zunehmendem Querschnitt  $Q_D$  steigt der Anteil der Turbine an der erzeugten Bremsleistung, mit abnehmendem Querschnitt  $Q_D$  nimmt dagegen der Anteil der Drosselklappe an der erzeugten Bremsleistung zu.

#### Patentansprüche

1. Motorbremsverfahren für eine aufgeladene Brennkraftmaschine, wobei
  - ein Abgasturbolader (2) mit einer Turbine (3) mit variabler Turbinengeometrie (4), welche zwischen einer den wirksamen Turbinenquerschnitt ( $A_T$ ) reduzierenden Staustellung und einer den wirksamen Turbinenquerschnitt ( $A_T$ ) erweiternden Öffnungsstellung verstellbar ist,
  - eine der Turbine (5) zugeordnete, einstellbare Entlastungseinrichtung

– und ein Regelsystem (12) zur Einstellung der Motorbremsleistung durch Manipulation des Turbinenquerschnitts und/oder der Entlastungseinrichtung  
vorgesehen sind, **dadurch gekennzeichnet**,  
– daß der Turbinenquerschnitt und/oder die Entlastungseinrichtung in der Weise eingestellt werden, daß die Bedingung

$$Tu \leq Tu_{\max} \quad 10$$

erfüllt ist, wobei

Tu einen dimensionslosen Turbinenfaktor,

Tu<sub>max</sub> einen bekannten turbinenspezifischen Turbinenfaktor-Grenzwert bezeichnet,

– daß der Turbinenfaktor (Tu) aus der Beziehung

$$Tu = \Delta h_{Tu} / \Delta h_{MBr} \quad 15$$

ermittelt wird, worin

Δh<sub>Tu</sub> die spezifische Turbinenleistung,

Δh<sub>MBr</sub> die spezifische Motorbremsleistung

bezeichnet, wobei insbesondere die spezifische

Turbinenleistung (Δh<sub>Tu</sub>) durch Einstellung des

Turbinenwirkungsgrads (η<sub>Tg</sub>) und/oder des Turbinen-

Druckgefälles (p<sub>3</sub>/p<sub>4</sub>) manipuliert wird.

2. Motorbremsverfahren nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der turbinenspezifische Turbinenfaktor-Grenzwert (Tu<sub>max</sub>) in Abhängigkeit der maximal zulässigen Umfangsgeschwindigkeit (U<sub>max</sub>) des Verdichterrades gemäß der Beziehung

$$Tu_{\max} = (f \cdot U_{\max})^2 / \Delta h_{MBr} \quad 20$$

ermittelt wird, worin

U<sub>max</sub> die maximal zulässige Umfangsgeschwindigkeit des Verdichterrades,

f einen konstanten Faktor

bezeichnet.

3. Motorbremsverfahren nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß die spezifische Turbinenleistung (Δh<sub>Tu</sub>) sich aus der Beziehung

$$\Delta h_{Tu} = \eta_{Tg} \cdot \Delta h_{Tu,s} \quad 25$$

berechnet, worin

η<sub>Tg</sub> den Turbinenwirkungsgrad an der Drehzahlgrenze,

Δh<sub>Tu,s</sub> das isentrope Turbinengefälle

bezeichnet.

4. Motorbremsverfahren nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß der Turbinenwirkungsgrad (η<sub>Tg</sub>) gemäß der Beziehung

$$\eta_{Tg} = \eta_T \cdot (m_{Mot} - m_{Abbl}) / m_{Mot} \quad 30$$

durch Manipulation eines die Turbine umgehenden

Abblasestromes (m<sub>Abbl</sub>) eingestellt wird, wobei

η<sub>T</sub> den aktuellen Turbinenwirkungsgrad,

m<sub>Abbl</sub> den die Turbine überbrückenden Abblasestrom,

m<sub>Mot</sub> den durch den Abgasstrang geleiteten Massen-

strom

bezeichnet.

5. Motorbremsverfahren nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, daß als Entlastungseinrichtung ein die Turbine (5) überbrückender Bypass (13) mit einem einstellbaren Abblaseventil (14) vorgesehen ist, wobei der Turbinenwirkungsgrad (η<sub>Tg</sub>) abnimmt, wenn das Abblaseventil (14) in Richtung seiner Öffnungsstellung

verstellt wird.

6. Motorbremsverfahren nach einem der Ansprüche 3 bis 6, dadurch gekennzeichnet, daß das isentrope Turbinengefälle (Δh<sub>Tu,s</sub>) gemäß der Beziehung

$$\Delta h_{Tu,s} = c_{p3} \cdot T_3 \cdot [1 - (p_3/p_4)^{(1/\kappa)}] \quad 35$$

durch Manipulation des Turbinen-Druckgefälles (p<sub>3</sub>/p<sub>4</sub>) des Druckes vor/nach der Turbine (5) eingestellt wird, wobei

c<sub>p3</sub> die spezifische Wärmekapazität des die Turbine durchströmenden Massenstromes,

T<sub>3</sub> die Temperatur am Turbineneintritt,

p<sub>3</sub> den Abgasgegendruck,

p<sub>4</sub> den Druck am Turbinenaustritt,

κ den Isentropenexponenten

bezeichnet.

7. Motorbremsverfahren nach Anspruch 6, dadurch gekennzeichnet, daß als Entlastungseinrichtung eine im Abgasstrang (6) stromab der Turbine (5) angeordnete, einstellbare Drossleinrichtung verwendet wird, wobei das isentrope Turbinengefälle (Δh<sub>Tu,s</sub>) mit sich öffnender Drossleinrichtung zunimmt und mit sich schließender Drossleinrichtung abnimmt.

8. Motorbremsverfahren nach Anspruch 6 oder 7, dadurch gekennzeichnet, daß als Entlastungseinrichtung eine im Abgasstrang stromauf der Turbine angeordnete, einstellbare Drossleinrichtung verwendet wird, wobei das isentrope Turbinengefälle (Δh<sub>Tu,s</sub>) mit sich öffnender Drossleinrichtung zunimmt und mit sich schließender Drossleinrichtung abnimmt.

9. Motorbremsverfahren nach Anspruch 7 oder 8, dadurch gekennzeichnet, daß das Druckgefälle (p<sub>3</sub>/p<sub>4</sub>) des Druckes vor/nach der Turbine (5) durch Manipulation der Drossleinrichtung eingestellt wird.

10. Motorbremsverfahren nach einem der Ansprüche 7 bis 9, dadurch gekennzeichnet, daß als Drossleinrichtung eine Drosselklappe (10) verwendet wird.

11. Motorbremsverfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 10, dadurch gekennzeichnet, daß als Turbine eine Axialschieberturbine verwendet wird.

12. Motorbremsverfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 11, dadurch gekennzeichnet, daß eine Turbine mit variablem Leitgitter verwendet wird.

13. Motorbremsverfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 12, dadurch gekennzeichnet, daß der wirksame Turbinenquerschnitt durch einen verstellbaren Sperrkörper eingestellt werden kann.

14. Motorbremsverfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 13, dadurch gekennzeichnet, daß zur Erreichung des Motor-Bremsleistungsmaximums an der zulässigen Drehzahlgrenze des Turboladers die variable Turbinengeometrie in Staustellung überführt und die Entlastungseinrichtung in der Weise eingestellt wird, daß der Turbinenfaktor (Tu) dem Turbinenfaktor-Grenzwert (Tu<sub>max</sub>) entspricht.

15. Vorrichtung zur Einstellung der Motorbremsleistung in einer aufgeladenen Brennkraftmaschine, insbesondere Vorrichtung zur Durchführung des Verfahrens nach einem der Ansprüche 1 bis 14, mit einem Abgasturbolader mit einer Turbine (5) mit variabler Turbinengeometrie, welche zwischen einer den wirksamen Turbinenquerschnitt reduzierenden Staustellung und einer den wirksamen Turbinenquerschnitt erweiternden Öffnungsstellung verstellbar ist, mit einer der Turbine (5) zugeordneten, einstellbaren Entlastungseinrichtung, und mit einem Regelsystem (12) zur Erzeugung eines Stellsignals zur Manipulation des Turbinen-

querschnitts und/oder der Entlastungseinrichtung, dadurch gekennzeichnet,  
daß das Stellsignal die Entlastungseinrichtung in der Weise manipuliert, daß die Bedingung

$$\Delta h_{Tu} / \Delta h_{MBr} \leq Tu_{max}$$

erfüllt ist, wobei

$Tu_{max}$  einen turbinenspezifischen Turbinenfaktor-Grenzwert

$\Delta h_{Tu}$  die spezifische Turbinenleistung,

$\Delta h_{MBr}$  die spezifische Motorbremsleistung bezeichnet.

---

Hierzu 2 Seite(n) Zeichnungen

---

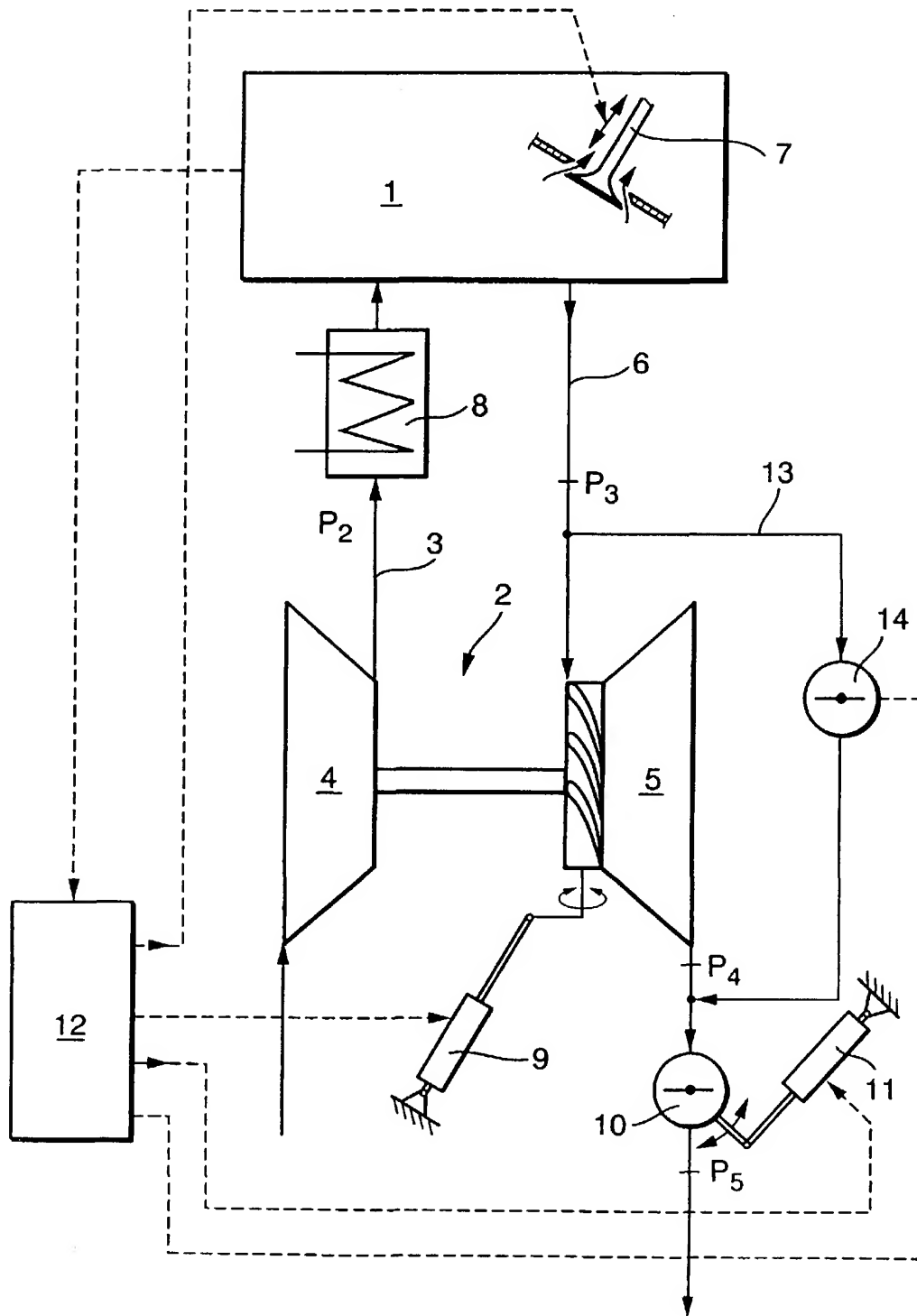


Fig. 1

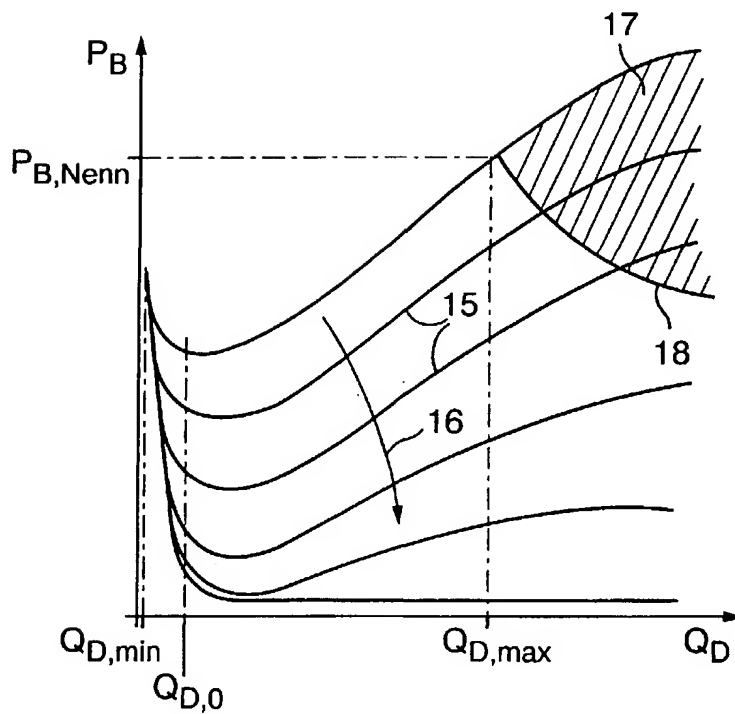


Fig. 2

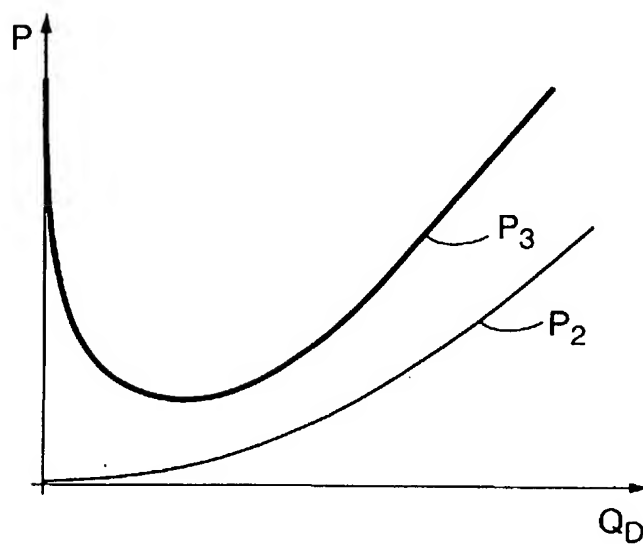


Fig. 3



PUB-NO: DE019931009A1

DOCUMENT-IDENTIFIER: DE 19931009 A1

TITLE: Engine brake system for charged internal  
combustion

engine has adjustable turbine cross-section so that  
turbine factor determined from specific turbine and  
engine performance is below predetermined  
boundary value

PUBN-DATE: February 8, 2001

INVENTOR-INFORMATION:

NAME	COUNTRY
SUMSER, SIEGFRIED	DE
SCHMIDT, ERWIN	DE

ASSIGNEE-INFORMATION:

NAME	COUNTRY
DAIMLER CHRYSLER AG	DE

APPL-NO: DE19931009

APPL-DATE: July 6, 1999

PRIORITY-DATA: DE19931009A ( July 6, 1999)

INT-CL (IPC): F02D009/06

EUR-CL (EPC): F02D009/06

ABSTRACT:

CHG DATE=20010803 STATUS=N>The exhaust turbo charger has a turbine (1) with variable geometry adjustable between a dam position reducing the active cross-section and an opening position. The turbine cross-section and/or the relaxation device are adjusted to prevent overloading brake operation whereby a turbine factor determined from specific turbine performance and specific engine brake performance is less than a predetermined boundary value. Independent claim describes device for adjusting engine brake performance where the setting signal manipulates the relaxation device which can be an adjustable throttle valve (10) set in the exhaust train (6) downstream of the turbine.